

部分负荷下混流式水轮机转轮叶片 变形对流场的影响*

廖伟丽 徐斌 逯鹏 罗兴铸

(西安理工大学水利水电学院 西安 710048)

摘要:将 CFD 流动分析软件与结构刚强度软件有机结合,对混流式转轮在不同工况下的流动进行分析。通过程序将流场参数加载到结构分析软件上,对变形后的叶片再次进行网格划分流场计算,并计算出混流式转轮叶片上的应力和变形,详细分析了转轮变形后的流场,达到了真正意义上的流固耦合。研究结果表明:最大应力发生在转轮叶片的出水边与上冠的连接处,应力集中较明显,易于发生疲劳破坏。产生最大变形的部位是转轮叶片的出水边与下环的连接处,且从上冠到下环变形量逐渐增大,即此部位就是叶片振动的敏感区域;转轮变形后对水轮机内部流场的影响表现在叶片进口边头部压力增大,叶片出口边靠下环处流速增大、压力下降,空化性能降低。变形后的流场使得尾水管内部的涡带产生、紊动加剧,说明叶片变形后对水轮机内部流场的影响是引起水轮机裂纹和振动的真正原因。

关键词:混流式水轮机转轮 部分负荷 叶片变形 尾水管涡带 流固耦合

中图分类号:TK730.2

0 前言

水轮机转轮,尤其是中、高比速混流式水轮机转轮中的裂纹现象,在世界各地普遍存在。国内有岩滩、李家峡、五强溪和小浪底^[1],国外有埃及的阿斯旺高坝、俄罗斯的布拉茨克等大型水电站,在投运后水轮机转轮都不同程度地出现了裂纹。转轮裂纹严重影响电站的安全运行和经济效益,引起人们的极大关注^[2],如何彻底解决叶片裂纹问题已成为目前世界范围内倍受关注的热点与难点问题。

造成叶片裂纹的原因^[3]主要有两方面。首先是设计上的不完善导致转轮疲劳强度不足。虽然从理论计算来看,它们似乎处于强度计算的允许范围内,但从局部的受力分析看,部分已接近或超过屈服极限的上限值。由于混流式水轮机转轮的结构形状和受力状况都较复杂,其强度的理论计算工作量很大,以往转轮叶片的应力主要依据对模型和电站的实测获得,这就限制了其应用,故常采用推荐的估算公式进行估算,且估算中的参数通常按最大水头计算危险断面^[4]。水轮机的不稳定以及裂纹常发生在偏离最优工况,尤其是小负荷工况以及水头变幅较大时,这是因为当负荷偏小或者偏大时,水轮机都偏

离最优工况较远,且由于混流式水轮机转轮叶片不可转动,必然造成很大的冲角,使得水轮机的水流条件大大恶化,叶片受力极不均匀,造成大的变形。其次是水力激力引发的结构共振所产生的动载荷作用。特别是出现低频共振时,极易引起结构的严重破坏。对转轮内部由于各种工况下转轮受力所引起的变形和叶片变形反过来影响水轮机内部流态所引发的振动进行系统的研究,对探索最危险的工况以及叶片的危险断面具有重要的意义。

这里首先对不同工况下混流式水轮机转轮流场进行 CFD 流体动力分析,并把流场压力加载到转轮叶片的结构分析上,进行混流式水轮机转轮刚强度分析。然后详细分析了转轮在几个易发生空化和产生裂纹的工况点的应力和变形。通过计算结果找出转轮易发生裂纹的部位和易发生变形的工况。最后选取其中一个工况点,利用变形后的叶片再次进行网格划分和 CFD 流体动力分析,经过反复迭代求解从而达到了真正意义上的流固耦合,并比较分析变形前后的转轮对流场的影响。

1 计算方法

1.1 流动分析

在水轮机转轮内部的流动分析中,为了准确模拟转轮的进口条件,计算中应包括引水部件导叶为

* 国家自然科学基金资助项目(90410019, 50379044)。20051108 收到初稿,20060221 收到修改稿

静止的参考坐标系和转轮绕 z 轴角速度 ω 的旋转参考坐标系的计算域。考虑到旋转部分的流动, 在基本方程的源项中加入哥式应力分量和向心力, 其流动的基本方程为

$$\frac{\partial r u_j}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial r u_i u_j}{\partial^2 x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mathbf{m} + \mathbf{m}) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} + S_M \quad (2)$$

式中 r ——流体的密度

u_i, u_j ——流体运动的速度矢量分量

p ——压力

\mathbf{m} ——分子粘性系数

\mathbf{m} ——湍流粘性系数

S_M ——附加源项^[5], 包括质量力和附加力

1.2 强度分析

由有限元的基本理论^[6], 利用最小势能原理, 可得到计算叶片结构强度的有限元方程

$$\mathbf{K}d = \mathbf{W} \quad (3)$$

式中 \mathbf{K} 为结构的刚度矩阵, d 为位移矢量, \mathbf{W} 表示流体对固体表面的合力。

采用有限单元法计算刚度矩阵时, 当叶片单元离散后, 上式也可写成^[7]

$$\sum_e \int_{v^e} \mathbf{B}^T \mathbf{s} dv^e = \sum_e \mathbf{F}^e + \sum_e \mathbf{P}^e + \sum_e \mathbf{R}^e \quad (4)$$

式中 e ——计算单元

v^e ——计算单元体

\mathbf{s} ——单元内一点的应力矢量

\mathbf{B} ——单元的应变矩阵

\mathbf{F} ——单元的体力载荷矢量

\mathbf{P} ——单元的面力载荷矢量

\mathbf{R} ——单元的集中力载荷矢量

1.3 转轮的有限元模型

以某一混流式转轮为研究对象, 该转轮直径为 0.34 m, 叶片数为 13 个, 密度为 8 050 kg/m³, 弹性模量为 300 GPa, 泊松比为 0.27。

建立转轮的计算域如图 1。图 1a 所示为流场计算 CFD 分析中活动导叶与转轮叶片一个周期内的网格, 图 1b 所示为有限元模型计算中转轮整体的网格, 转轮由上冠、叶片(共 13 片)和下环组成。上冠与主轴上的法兰盘用螺栓连接, 上冠、叶片与下环之间是通过焊接相连接, 下环悬在空中没有与其他部件相连接。网格划分采用自由划分, 整个模型节点数为 170 887。在考虑变形前后对水轮机内部流场的影响时, 按转轮整体加尾水管进行计算。

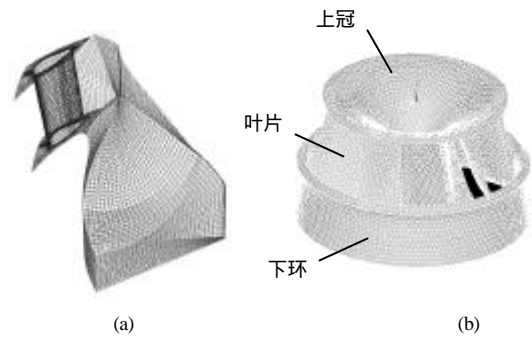


图 1 计算网格

计算模型的边界条件处理, 是为了使所建的模型能够逼真地模拟所分析结构的安装、固定以及与周围其他结构之间的相互作用关系, 同时能准确地模拟结构在各种工况下的受力情况。流动分析的边界条件处理略。

强度计算中所建模型包括混流式水轮机转轮以及与其他部件之间相接的上冠与下环, 所以约束即在上冠和下环上。

在混流式水轮机上冠与主轴上的凸缘是螺栓联接, 所以在上冠顶部加以全约束, 即 $u_x = u_y = u_z = 0$, 用于模拟在受力时上冠与法兰盘之间不可能发生相互移动; 对于叶片焊接的下环, 加以单向约束, 即 $u_z = 0$, 反映了真实结构在整体中不可能互相侵入的事实。

2 计算结果分析

根据水轮机运行的实际情况和 CFD 对流场的理论计算, 可以知道当导叶开度较小、单位转速偏离最优工况较大的情况下, 叶片上容易产生水力不稳定现象。根据某转轮的模型特性曲线选取工况点如表, 它包括导叶的小开度工况、最优工况、大开度以及出力限制线上的工况点。

表 计算工况点

工况	导叶开度 a/mm	单位转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	单位流量 $q_V/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$
1	16.0	67.5	0.842
2	16.0	77.5	0.827
3	16.0	87.5	0.827
4	18.0	67.5	0.934
5	18.0	77.5	0.914
6	20.0	67.5	1.009
7	20.0	77.5	1.002
8	20.0	80.0	1.000
9	22.0	80.0	1.080
10	24.0	87.5	1.180
11	26.3	67.5	1.240

2.1 不同工况下转轮内部的应力和变形

通过 CFD 和刚强度分析,计算出不同工况下转轮在流场中的应力和变形分布,由于篇幅限制,仅列出两个小开度工况点的变形与应力(图 2)。

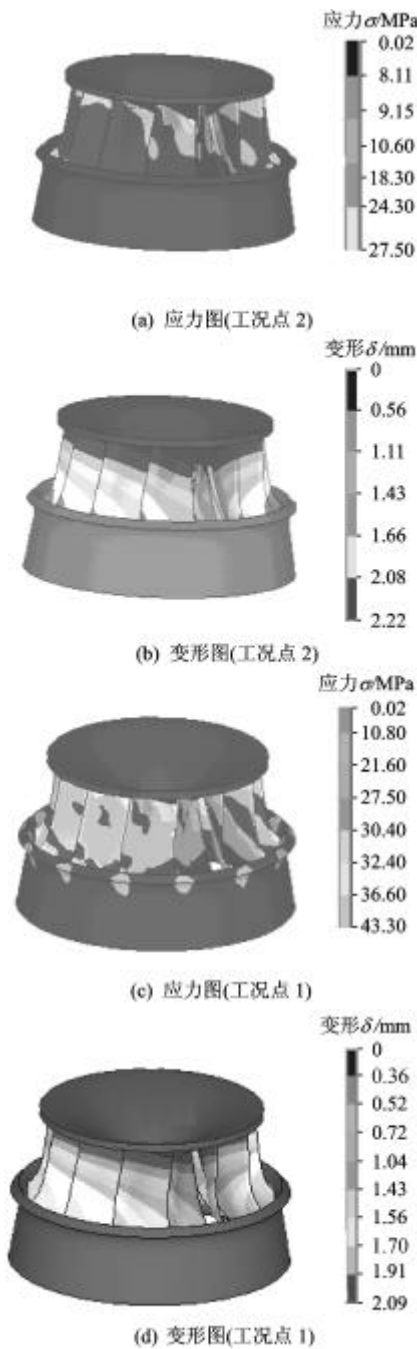


图 2 不同工况下转轮的应力分布和变形

图 2a、2c 所示为不同工况下转轮的应力分布。如图所示,转轮中最大等效应力均出现在叶片的出水边与上冠和下环的连接处,在该部位应力的变化梯度较大,应力集中较明显,易于发生疲劳破坏。图 2b、2d 所示为转轮受水压力作用后的变形情况。转轮叶片变形最大的部位是叶片出水边与下环的连接处,且从上冠到下环逐渐变大。最大变形位于下环处,即此部位就是叶片振动的敏感区域。

图 3 所示为转轮局部应力和变形集中的位置,其中叶片的出水边与上冠的连接处切应力最大(如图 3a),而转轮叶片进口与下环交接处为产生最大变形处(如图 3b)。计算结果表明危险断面的位置与电站的实际断裂部位完全一致。随着导叶开度和单位转速的增大,转轮叶片应力发生较大变化。最危险的工况点为上表中第 1、9、10 工况点,即低单位转速、小开度或出力限制线上高单位转速的运行区域。

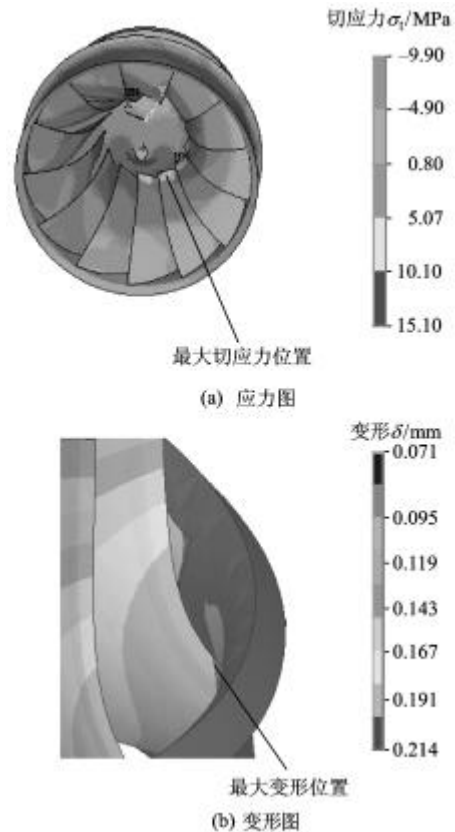


图 3 转轮局部应力和变形集中的位置

2.2 叶片变形对水轮机内部流动的影响

图 4 为转轮变形前后水轮机内部的流动分布。对应表中的工况点 6,比较转轮变形前后水轮机内部的流场分布,说明叶片变形对水轮机内部水流流态的影响十分显著。以下从叶片上的压力、速度分布和尾水管中的流场分布进行详细研究。

图 4a、4b 表示叶片变形前后的压力分布。从图 4a 可以观察到变形前叶片上的压力分布比较均匀,而图 4b 中叶片上流场压力的变化梯度比较大,且叶片头部的最大压力值变形后比变形前增大了 13.3%,而出口边最低压力值下降了 3.89 倍,说明其空化性能急剧恶化。

图 4c、4d 所示为转轮变形前后的流速分布,可以看出转轮变形对流场内速度分布的影响十分明显。从图 4c、4d 中可以看出,变形后的最大流速比

变形前的大,且主要集中在叶片出口边靠下环处,这表明变形后该处产生的涡强度比较大,从而造成能量的耗散,这将导致出口环量增大、损失增加。为了进一步阐明转轮变形后对水轮机水力损失和振动的影响,需要研究此时尾水管内部的流动分布。

图 4e、4f 分别是变形前后尾水管内部的流速分布。比较转轮变形前后尾水管内部的流动情况,从图 4e 可以清晰地观察到,在该工况下叶片变形前尾水管的流线支墩左侧有部分漩涡,右侧支墩流体波动幅度比左侧小,流动比较顺畅。图 4f 所示变形后

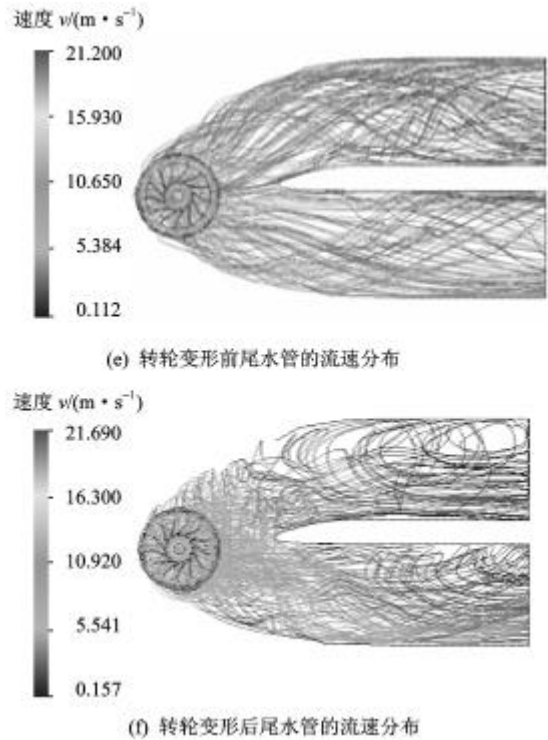
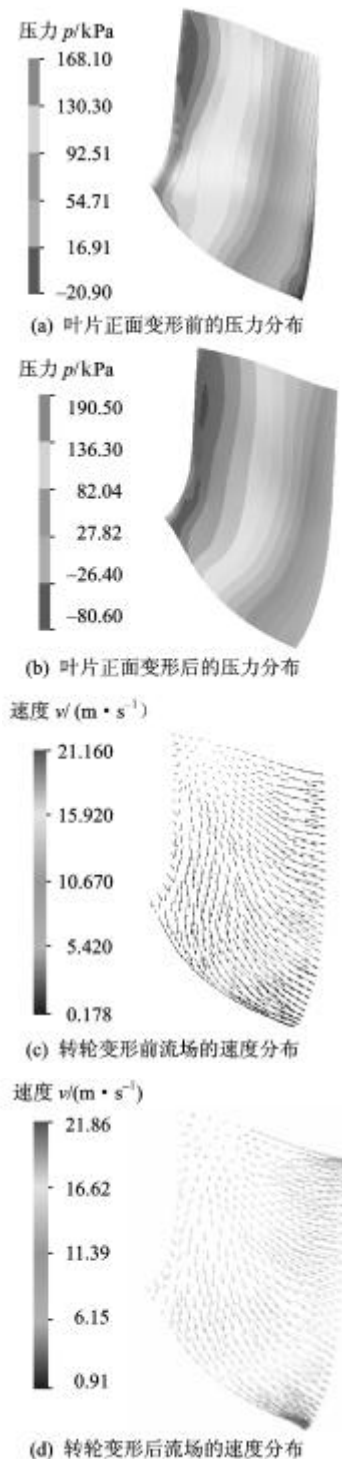


图 4 叶片变形前后水轮机内部流场分布比较

的尾水管内部流动极其紊乱。从尾水管涡带的发展变化来看,进口段涡量比较集中,一直从锥管段延伸下来,经肘管段强制调整,涡在肘管边壁上撞击反射后变得紊乱模糊,再由支墩分离导引至下游。肘管段有很强的回流,回流区靠近肘管段外侧,外侧边壁压力较高,经弯肘调整后,在肘管内侧接近水平段又形成一个小的回流区,并且该侧边壁上压力较高。同时,从图 4f 也可以看出左侧二次流强于右侧,支墩右侧相对于左侧流动比较顺畅。研究表明变形后的流场对尾水管内部的涡流有很大影响。

由于变形后的尾水管支墩两旁有大量的涡带产生,紊动加剧,从而使水轮机的效率降低,引起振动。研究表明,当水轮机在最优工况附近运行时,叶片变形对尾水管内部有一定的影响;在偏离最优工况较大时,叶片变形后对水轮机内部流场影响更为剧烈,这是引起水轮机裂纹和振动的真正原因。

3 结论

(1) 最大应力发生在转轮叶片的出水边与上冠的连接处,应力集中较明显,易于发生疲劳破坏。产生最大变形的部位是转轮叶片的出水边与下环的连接处,且从上冠到下环变形量逐渐变大,即此部位就是叶片振动的敏感区域,其中最危险的工况为低单位转速小开度以及出力限制线上高单位转速的运行区域。

(2) 转轮变形后对水轮机内部流场影响十分明显。叶片进口边头部压力增大, 出口边靠下环处流速增大、压力下降, 空化性能急剧恶化。水轮机在最优工况附近运行时, 转轮变形后对尾水管内部流场有一定影响, 在偏离最优工况较大时, 叶片变形后对水轮机内部流场影响更为剧烈。

(3) 叶片变形后对水轮机内部流场的影响是引起水轮机叶片裂纹和振动主要原因。建议在进行强度计算时, 除了按额定工况和最大水头校核外, 还应该考虑偏离最优工况区域由于转轮变形后对水轮机内部流场的影响, 并取变形后的最大应力进行强度校核。

参 考 文 献

- [1] FISHER R K, SEIDEL U, GROSSE G. A case study in resonant hydroelastic vibration: the causes of runner cracks and the solutions implemented for the Xiaolangdi Hydroelectric Project[C]//Proceedings of the Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium, Lausanne, 2002: 895-906.
- [2] 唐澍, 吴培豪. 近代大型混流式水力稳定性不良和裂纹原因的探讨[C]//第十五次中国水电设备学术讨论会论文集. 西宁: 青海人民出版社, 2004, 7: 168-174.
- [3] 薛伟, 陈昭运. 水轮机叶片裂纹原因及预防措施研究[J]. 大电机技术, 2002, 5: 42-45.
- [4] 徐纪方, 王增旋, 齐学义. 水力机械强度计算[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
- [5] 廖伟丽, 许联峰, 刘胜柱. 基于雷诺应力微分模型模拟轴流式水轮机轮缘间隙流动[J]. 机械工程学报, 2005, 41(5): 38-43.
- [6] 李明达. 有限元在燃气涡轮发动机零件强度计算中的应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 1987.

INFLUENCE OF RUNNER BLADE DEFORMATION ON FLUID FIELD OF FRANCIS TURBINE UNDER PART LOAD

LIAO Weili XU Bin LU Peng

LUO Xingqi

(Institute of Water Resources and Hydro-Electric
Engineering, Xi'an University of Technology,
Xi'an 710048)

Abstract : Combined CFD flow analysis, stiffness and strength software, the flow is analyzed under different operation condition of Francis turbine. Through the program parameters are transferred to the structure analysis software, then for the deformed blade the grid is partitioned and the flow field is computed, and the stress and strain of blade of Francis turbine are obtained, finally the Fluid field distribution under deformed turbine blade is analyzed in detail, which reaches the actual Fluid-solid coupling. The research result shows that the maximal stress occurs at the joint of outlet of blade and crown, where stress concentrates seriously, and the tired destroy is prone to occur. The most deformation occurs at the joint of outlet of blade and band, the deformation increases gradually from crown to band, which is the sensitivity area of vibration. The influence of deformed blade on inter flow field represents that the press increases at the head of inlet of blade, the flow velocity increases and press decreases at the outlet of blade near band, then the cavitation performance is fallen. The deformed blade causes the vortex in the draft tube, turbulence severity, which explains that the influence of deformed blade on inter flow field is the real reason of causing crack and vibration of turbine.

Key words : Francis turbine runner Part load

Blade deformation Draft tube vortex

Fluid-solid coupling

作者简介: 廖伟丽, 女, 1963 年出生, 博士。主要从事流体机械流动分析、计算等研究。

E-mail: liaoweili2004@163.com